

日本国特許庁

JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出願年月日

Date of Application:

2002年 7月23日

出願番号

Application Number:

特願2002-213706

[ST.10/C]:

[JP2002-213706]

出願人

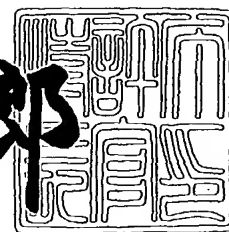
Applicant(s):

本田技研工業株式会社

2003年 6月25日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田信一郎



出証番号 出証特2003-3049954

【書類名】 特許願

【整理番号】 H102115801

【提出日】 平成14年 7月23日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F01L 1/04

【発明の名称】 多気筒エンジン

【請求項の数】 6

【発明者】

【住所又は居所】 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研
究所内

【氏名】 浅利 大

【発明者】

【住所又は居所】 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研
究所内

【氏名】 原 幾朗

【発明者】

【住所又は居所】 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研
究所内

【氏名】 高岸 広

【発明者】

【住所又は居所】 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研
究所内

【氏名】 下山 和明

【特許出願人】

【識別番号】 000005326

【氏名又は名称】 本田技研工業株式会社

【代表者】 吉野 浩行

【代理人】

【識別番号】 100071870

【弁理士】

【氏名又は名称】 落合 健

【選任した代理人】

【識別番号】 100097618

【弁理士】

【氏名又は名称】 仁木 一明

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 003001

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【ブルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 多気筒エンジン

【特許請求の範囲】

【請求項1】 気筒配列方向（16）に沿って相互に平行な軸線を有する第1および第2カムシャフト（31, 32）が、前記気筒配列方向（16）に間隔をあけた位置で前記各カムシャフト（31, 32）毎にシリンダヘッド（11）に設けられた複数の第1および第2軸受部（33A, 33; 34A, 34）でそれぞれ回転自在に支承され、前記複数の第1および第2軸受部（33A, 33; 34A, 34）のうち前記気筒配列方向（16）に沿う一端側に配置された一端側第1および第2軸受部（33A, 34A）から突出した部分で第1および第2カムシャフト（31, 32）には、相互に連動、連結される第1および第2回転輪（51, 52）が固定され、第1回転輪（51）には、第2回転輪（52）よりも一端側第1軸受部（33A）側に突出した円筒状の突出部（58a）が設けられる多気筒エンジンにおいて、前記一端側第1軸受部（33A）が、前記一端側第2軸受部（34A）に対して前記第1回転輪（51）から遠ざかる側にオフセットして配置されることを特徴とする多気筒エンジン。

【請求項2】 第2カムシャフト（32）には、第2回転輪である被動ギヤ（52）が固定され、第1カムシャフト（31）には、前記被動ギヤ（52）に噛合するとともに前記被動ギヤ（52）との噛合部よりも前記一端側第1軸受部（33A）側に突出した円筒状の突出部（58a）を有する第1回転輪である駆動ギヤ（51）と、該駆動ギヤ（51）に関して一端側第1軸受部（33A）とは反対側に配置されるとともにカムチェーン（54）が巻き掛けられるスプロケット（53）とが固定されることを特徴とする請求項1記載の多気筒エンジン。

【請求項3】 前記シリンダヘッド（11）には、各気筒（C1～C4）の燃焼室（13）に開口する吸気弁口（14A, 14B）および排気弁口（15A, 15B）が、前記両カムシャフト（31, 32）の軸線に沿う方向に並んで一対ずつ設けられ、第1カムシャフト（31）に対応する両排気弁口（15A, 15B）または両吸気弁口（14A, 14B）のうち一端側第1軸受部（33A）寄りの排気弁口（15A）または吸気弁口（14A）が、第2カムシャフト（3

2) に対応する両吸気弁口 (14 A, 14 B) または両排気弁口 (15 A, 15 B) のうち一端側第2軸受部 (34 A) 寄りの吸気弁口 (14 A) または排気弁口 (15 A) よりも前記第1回転輪 (51) とは反対側にオフセットして配置されることを特徴とする請求項1または2記載の多気筒エンジン。

【請求項4】 第1カムシャフト (31) に対応する側で前記シリンダヘッド (11) に一对の排気弁口 (15 A, 15 B) が設けられ、第2カムシャフト (32) に対応する側でシリンダヘッド (11) に設けられる一对の吸気弁口 (14 A, 14 B) のうち、一端側第2軸受部 (34 A) に近い側に配置される吸気弁口 (14 A) に連なってシリンダヘッド (11) に設けられる吸気ポート (17 A) が、前記燃焼室 (13) 内にスワールを生じさせる形状に形成されることを特徴とする請求項3記載の多気筒エンジン。

【請求項5】 前記両カムシャフト (31, 32) の軸線と直交する平面内での揺動を可能として一端がシリンダヘッド (11) にピボット支持される複数の排気側および吸気側ロッカアーム (40, 41) の他端が排気弁 (26) および吸気弁 (20) にそれぞれ連動、連結され、前記各軸受部 (33 A, 33 ; 34 A, 34) は、前記排気側および吸気側ロッカアーム (40, 41) の両側に配置されて前記各ロッカアーム (40, 41) の倒れを防止する突部 (46) を有してシリンダヘッド (11) に締結されるロアカムホルダ (35) と、該ロアカムホルダ (35) に締結される複数のアッパカムホルダ (36, 37) とで構成され、一端側第1軸受部 (33 A) に隣接する排気側ロッカアーム (40) および前記一端側第1軸受部 (33 A) 間の間隔が、一端側第2軸受部 (34 A) に隣接する吸気側ロッカアーム (41) および前記一端側第2軸受部 (34 A) 間の間隔よりも狭く設定されることを特徴とする請求項1~4のいずれかに記載の多気筒エンジン。

【請求項6】 前記一端側第1軸受部 (33 A) の前記突出部 (58 a) 側の側面は、前記ロアカムホルダ (35) をシリンダヘッド (11) に締結する複数のボルト (38) のうち一端側第1軸受部 (33 A) に対応する部分のボルト (38) を挿通すべく一端側第1軸受部 (33 A) に設けられたボス部 (65) よりも第1カムシャフト (31) の軸方向内方に配置されることを特徴とする請

求項 5 記載の多気筒エンジン。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、気筒配列方向に沿って相互に平行な軸線を有する第 1 および第 2 カムシャフトが、前記気筒配列方向に間隔をあけた位置で前記各カムシャフト毎にシリンダヘッドに設けられた複数の第 1 および第 2 軸受部でそれぞれ回転自在に支承され、前記複数の第 1 および第 2 軸受部のうち前記気筒配列方向に沿う一端側に配置された一端側第 1 および第 2 軸受部から突出した部分で第 1 および第 2 カムシャフトには、相互に連動、連結される第 1 および第 2 回転輪が固定され、第 1 回転輪には、第 2 回転輪よりも一端側第 1 軸受部側に突出した円筒状の突出部が設けられる多気筒エンジンに関する。

【0002】

【従来の技術】

従来、かかる多気筒エンジンは、たとえば特開平 3 - 1 1 7 6 0 3 号公報等で既に知られている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、このようなエンジンにおいて、気筒配列方向に間隔をあけた位置でシリンダヘッドに設けられた複数の第 1 軸受部のうち気筒配列方向に沿う一端側に配置された一端側第 1 軸受部に隣接した位置で第 1 カムシャフトに固定される第 1 回転輪が、第 1 回転輪に連動、連結されるようにして第 2 カムシャフトに固定される第 2 回転輪よりも前記一端側第 1 軸受部側に突出した円筒状の突出部を有するものである場合、第 1 カムシャフトを支承する一端側第 1 軸受部ならびに第 2 カムシャフトを支承する一端側第 2 軸受部が、両カムシャフトの軸線に沿う方向で同一位置に設定されていると、第 1 回転輪が前記突出部を備えることに起因して、第 1 および第 2 回転輪とシリンダヘッドの一端との間の間隔が大きくなってしまい、エンジンの大型化を招いてしまう。

【0004】

本発明は、かかる事情に鑑みてなされたものであり、相互に連動、連結される回転輪の一方に他方よりも突出した円筒状の突出部が設けられる際に、両回転輪をシリンダヘッド側に近接配置することを可能としてエンジンの大型化を回避し得るようにした多気筒エンジンを提供することを目的とする。

【0005】

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するために、請求項1記載の発明は、気筒配列方向に沿って相互に平行な軸線を有する第1および第2カムシャフトが、前記気筒配列方向に間隔をあけた位置で前記各カムシャフト毎にシリンダヘッドに設けられた複数の第1および第2軸受部でそれぞれ回転自在に支承され、前記複数の第1および第2軸受部のうち前記気筒配列方向に沿う一端側に配置された一端側第1および第2軸受部から突出した部分で第1および第2カムシャフトには、相互に連動、連結される第1および第2回転輪が固定され、第1回転輪には、第2回転輪よりも一端側第1軸受部側に突出した円筒状の突出部が設けられる多気筒エンジンにおいて、前記一端側第1軸受部が、前記一端側第2軸受部に対して前記第1回転輪から遠ざかる側にオフセットして配置されることを特徴とする。

【0006】

このような請求項1記載の発明の構成によれば、一端側第1軸受部が、一端側第2軸受部に対して第1回転輪から遠ざかる側にオフセットして配置されるので、そのオフセット配置に伴って生じるスペースに前記突出部を配置することで第1および第2回転輪をよりシリンダヘッド側に近接させることができ、両カムシャフトの軸線に沿う方向でエンジンのコンパクト化を図ることができる。

【0007】

また請求項2記載の発明は、上記請求項1記載の発明の構成に加えて、第2カムシャフトには、第2回転輪である被動ギヤが固定され、第1カムシャフトには、前記被動ギヤに噛合するとともに前記被動ギヤとの噛合部よりも前記一端側第1軸受部側に突出した円筒状の突出部を有する第1回転輪である駆動ギヤと、該駆動ギヤに関して一端側第1軸受部とは反対側に配置されるとともにカムチェーンが巻き掛けられるスプロケットとが固定されることを特徴とし、かかる構成に

よれば、駆動ギヤをよりシリンダヘッド側に近接させることができ、駆動ギヤおよび被動ギヤの噛合部をシリンダヘッド側に近接させるとともにスプロケットをよりシリンダヘッド側に近接させて、両カムシャフトの軸線に沿う方向でエンジンのコンパクト化を図ることができる。しかもクランクシャフトからの動力が直接入力されない第2カムシャフトの被動ギヤを一端側第2軸受部に近接させることで第2カムシャフトのトルク変動を抑制することができる。

【 0 0 0 8 】

請求項3記載の発明は、上記請求項1または2記載の発明の構成に加えて、前記シリンダヘッドには、各気筒の燃焼室に開口する吸気弁口および排気弁口が、前記両カムシャフトの軸線に沿う方向に並んで一對ずつ設けられ、第1カムシャフトに対応する両排気弁口または両吸気弁口のうち一端側第1軸受部寄りの排気弁口または吸気弁口が、第2カムシャフトに対応する両吸気弁口または両排気弁口のうち一端側第2軸受部寄りの吸気弁口または排気弁口よりも前記第1回転輪とは反対側にオフセットして配置されることを特徴とし、かかる構成によれば、一端側第2軸受部に対する一端側第1軸受部のオフセットに応じて、吸気弁口および排気弁口相互のオフセットを行なうことにより、エンジンをカムシャフトの軸線方向でより一層コンパクト化することができる。

【 0 0 0 9 】

請求項4記載の発明は、上記請求項3記載の発明の構成に加えて、第1カムシャフトに対応する側で前記シリンダヘッドに一對の排気弁口が設けられ、第2カムシャフトに対応する側でシリンダヘッドに設けられる一對の吸気弁口のうち、一端側第2軸受部に近い側に配置される吸気弁口に連なってシリンダヘッドに設けられる吸気ポートが、前記燃焼室内にスワールを生じさせる形状に形成されることを特徴とし、かかる構成によれば、吸気弁口および排気弁口相互のオフセットと相まって燃焼室にスワールを効果的に形成して燃焼効率を向上することができる。

【 0 0 1 0 】

請求項5記載の発明は、上記請求項1～4のいずれかに記載の発明の構成に加えて、前記両カムシャフトの軸線と直交する平面内での揺動を可能として一端が

シリンダヘッドにピボット支持される複数の排気側および吸気側ロッカアームの他端が排気弁および吸気弁にそれぞれ連動、連結され、前記各軸受部は、前記排気側および吸気側ロッカアームの両側に配置されて前記各ロッカアームの倒れを防止する突部を有してシリンダヘッドに締結されるロアカムホルダと、該ロアカムホルダに締結される複数のアッパカムホルダとで構成され、一端側第1軸受部に隣接する排気側ロッカアームおよび前記一端側第1軸受部間の間隔が、一端側第2軸受部に隣接する吸気側ロッカアームおよび前記一端側第2軸受部間の間隔よりも狭く設定されることを特徴とし、かかる構成によれば、一端側第1軸受部を排気側ロッカアームに近接させることにより、一端側第1軸受部に対応する部分でロアカムホルダに設けられる突部の突出量を小さくし、ロアカムホルダの軽量化ひいてはエンジン全体の軽量化を図ることができる。

【0011】

請求項6記載の発明は、上記請求項5記載の発明の構成に加えて、前記一端側第1軸受部の前記突出部側の側面は、前記ロアカムホルダおよび前記アッパカムホルダをシリンダヘッドに締結する複数のボルトのうち一端側第1軸受部に対応する部分のボルトを挿通すべく一端側第1軸受部に設けられたボス部よりも第1カムシャフトの軸方向内方に配置されることを特徴とし、かかる構成によれば、一端側第1軸受部の一端側第2軸受部に対するオフセット量を比較的大きくし、エンジンをより一層コンパクト化することができる。

【0012】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を、添付の図面に示した本発明の一実施例に基づいて説明する。

【0013】

図1～図8は本発明の一実施例を示すものであり、図1はエンジンの一部縦断面図であって図3の1-1線に沿う断面図、図2はヘッドカバーを外した状態での図1の2-2線矢視図、図3は図2の3矢示部拡大図、図4は図1の4-4線断面図、図5は図2の5矢示部拡大図、図6は図5の6-6線拡大断面図、図7は図6の7-7線断面図、図8は図7の8-8線断面図である。

【0014】

先ず図1および図2において、このエンジンは、圧縮点火式のDOHC型直列4気筒エンジンであり、エンジン本体10の一部を構成するシリンダヘッド11およびシリンダブロック12間には、図示しないピストンの頂部を臨ませる燃焼室13が第1～第4の各気筒C1、C2、C3、C4毎にそれぞれ形成され、各燃焼室13に開口する吸気弁口14A、14Bおよび排気弁口15A、15Bが気筒配列方向16に沿う方向に並んだ各気筒C1～C4毎に一对ずつシリンダヘッド11に設けられるとともに、両吸気弁口14A、14Bに連通可能な一对ずつの吸気ポート17A、17Bならびに両排気弁口15A、15Bに連通可能な一对ずつの排気ポート18A、18Bがシリンダヘッド11に設けられ、各燃焼室13の中心部に臨むようにして図示しない燃料噴射弁がシリンダヘッド11に取付けられる。

【0015】

各吸気弁口14A、14Bを開閉可能な吸気弁20…がシリンダヘッド11に設けられたガイド筒21…に摺動可能に嵌合され、各吸気弁20…の上端は、シリンダヘッド11ならびにシリンダヘッド11に結合されるヘッドカバー24間に形成される動弁室25内に前記ガイド筒21…から突出され、各吸気弁20…の上端に設けられたリテーナ22…およびシリンダヘッド11間にそれぞれ設けられる弁ばね23…により各吸気弁20…は閉弁方向に付勢される。また各排気弁口15A、15Bを開閉可能な排気弁26…がシリンダヘッド11に設けられたガイド筒27…に摺動可能に嵌合され、各排気弁26…の上端は動弁室25内に前記ガイド筒27…から突出され、各排気弁26…の上端に設けられたリテーナ28…およびシリンダヘッド11間にそれぞれ設けられる弁ばね29…により各排気弁26…は閉弁方向に付勢される。

【0016】

気筒配列方向16に沿って相互に平行な軸線を有する第1および第2カムシャフト31、32が、前記気筒配列方向16に間隔をあけた位置で前記各カムシャフト毎にシリンダヘッド11に設けられた複数の第1および第2軸受部33A、33…、34A、34…でそれぞれ回転自在に支承されるものであり、第1軸受

部33A, 33…および第2軸受部34A, 34…は、シリンダヘッド11に締結されるロアカムホルダ35と、該ロアカムホルダ35に締結される複数の排気側および吸気側のアッパカムホルダ36…、37…とで構成され、アッパカムホルダ36…、37…はロアカムホルダ35とともに複数のボルト38…によりシリンダヘッド11に締結される。

【0017】

図3を併せて参照して、ロアカムホルダ35は、気筒配列方向16に沿って延びる一对の外側縦枠35a, 35bと、外側縦枠35a, 35bの内方に配置されて気筒配列方向16に沿って延びる一对の内側縦枠35c, 35dとを一体に有した一体枠構造に形成されるものであり、各排気弁26…が配置される側の外側縦枠35aおよび内側縦枠35c間には、第1カムシャフト31の下半部を受ける5つの下側軸受部35d…が各気筒C1～C4を両側から挟むようにして設けられ、下側軸受部35d…と協働して第1軸受部33A, 33…を構成するようにして排気側のアッパカムホルダ36…がロアカムホルダ35に締結される。また各吸気弁20…が配置される側の外側縦枠35bおよび内側縦枠35d間には、第2カムシャフト32の下半部を受ける5つの下側軸受部35e…が各気筒C1～C4を両側から挟むようにして設けられ、下側軸受部35e…と協働して第2軸受部34A, 34…を構成するようにして吸気側のアッパカムホルダ37…がロアカムホルダ35に締結される。

【0018】

複数の第1軸受部33A, 33…相互間で、各排気弁26…が配置される側の外側縦枠35aおよび内側縦枠35cは仕切り壁35f…で連結されており、また複数の第2軸受部34A, 34…相互間で、各吸気弁20…が配置される側の外側縦枠35bおよび内側縦枠35dは仕切り壁35g…で連結される。

【0019】

各排気弁26…が配置される側の第1軸受部33A, 33…および仕切り壁35f…間には、第1カムシャフト31の軸線と直交する平面内での揺動を可能として一端が油圧タペット42を介してシリンダヘッド11にピボット支持される排気側ロッカアーム40がそれぞれ配置されており、各排気側ロッカアーム40

…の他端は、各排気弁 26…の上端に当接することで各排気弁 26…に連動、連結される。また各吸気弁 20…が配置される側の第 2 軸受部 34A, 34…および仕切り壁 35g…間には、第 2 カムシャフト 32 の軸線と直交する平面内での揺動を可能として一端が油圧タペット 43 を介してシリンダヘッド 11 にピボット支持される吸気側ロッカアーム 41 がそれぞれ配置されており、各吸気側ロッカアーム 41…の他端は、各吸気弁 20…の上端に当接することで各吸気弁 20…に連動、連結される。

【0020】

図 4 を併せて参照して、各吸気弁 20…が配置される側の第 2 軸受部 34A, 34…および仕切り壁 35g…には、吸気側ロッカアーム 41…側に突出した突部 46…がそれぞれ設けられており、それらの突部 46…間に挟まれることにより吸気側ロッカアーム 41…の倒れが防止される。また各排気弁 26…が配置される側の第 1 軸受部 33A, 33…および仕切り壁 35f…にも、排気側ロッカアーム 40…側に突出した突部 46…がそれぞれ設けられており、それらの突部 46…間に挟まれることにより排気側ロッカアーム 40…の倒れが防止される。

【0021】

各排気側ロッカアーム 40…の中間部には、第 1 カムシャフト 31 と平行な軸線の支軸 47 を介してローラ 48 が回転自在に軸支され、また各吸気側ロッカアーム 41 の中間部には、第 2 カムシャフト 32 と平行な軸線の支軸 49 を介してローラ 50 が回転自在に軸支される。前記ローラ 48…、50…は、第 1 および第 2 カムシャフト 31, 32 に設けられた動弁カム 31a…、32a…にそれぞれ転がり接触する。

【0022】

複数の第 2 軸受部 34A, 34…のうち気筒配列方向 16 に沿う一端側に配置された一端側第 2 軸受部 34A から突出した部分で第 2 カムシャフト 32 にはヘリカルギヤである第 2 回転輪としての第 1 被動ギヤ 52 が設けられ、複数の第 1 軸受部 33A, 33…のうち気筒配列方向 16 に沿う一端側に配置された一端側第 1 軸受部 33A から突出した部分で第 1 カムシャフト 31 には、第 1 被動ギヤ 52 に嚙合するヘリカルギヤであって第 1 被動ギヤ 52 との嚙合部よりも一端側

第1軸受部33A側に突出した円筒状の突出部58aを有する第1回転輪としての第1駆動ギヤ51と、第1駆動ギヤ51に関して一端側第1軸受部33Aとは反対側に配置されるとともにカムチェーン54が巻き掛けられるスプロケット53とが固定される。

【0023】

第1および第2カムシャフト31、32の一端部は、シリンダヘッド11を含むエンジン本体10と、該エンジン本体10に結合されるチェーンケース55との間に形成されるチェーン室56に配置されるものであり、図示しないクランクシャフトからの動力を伝達するようにしてチェーン室56内を走行するカムチェーン54がスプロケット53に巻き掛けられる。

【0024】

第1駆動ギヤ51は、フリクションゴム57を相互間に介装せしめた第1および第2ギヤ58、59をせらし構造で組み合わせて成るものである。第1ギヤ58は、第1カムシャフト31を同軸に圍繞する円筒状の突出部58a、58bを軸方向両側に一体に有しており、これらの突出部58a、58bは、第1カムシャフト31に設けられた環状の段部31aおよびスプロケット53間に挟まれ、スプロケット53に係合するボルト60が第1カムシャフト31に同軸に螺合される。しかも第1ギヤ58およびスプロケット53の内周および第1カムシャフト31の外周間にはキー61が挿入されており、ボルト60およびキー61により、第1駆動ギヤ51およびスプロケット53が第1カムシャフト31に固定される。

【0025】

ところで、第1駆動ギヤ51および第1被動ギヤ52の嚙合部よりも一端側第1軸受部33A側に突出した突出部58aが第1ギヤ58に一体に設けられるのは、第1および第2ギヤ58、59間を経て第1被動ギヤ52との嚙合部に潤滑油を導くための油路62を、ボルト60の第1カムシャフト31への螺合部を避けて第1カムシャフト31の外周との間に形成するためであり、第1カムシャフト31内には、一端側第1軸受部33Aに対応する部分でロアカムホルダ35に設けられたオイル供給路63および前記油路62間を結ぶ油路64が同軸に形成

される。

【0026】

図3で明示するように、前記一端側第1軸受部33Aは、前記一端側第2軸受部34Aに対して第1駆動ギヤ51から遠ざかる側にオフセットして配置されている。

【0027】

しかも第1カムシャフト31に対応する両排気弁口15A、15Bのうち一端側第1軸受部33A寄りの排気弁口15Aは、第2カムシャフト32に対応する両吸気弁口14A、14Bのうち一端側第2軸受部34Aよりの吸気弁口14Aよりも第1駆動ギヤ51とは反対側にオフセットして配置される。

【0028】

ところで、第2カムシャフト32に対応する側でシリンダヘッド11に設けられる一対の吸気弁口14A、14Bのうち、一端側第2軸受部34Aに近い側に配置される吸気弁口14Aに連なってシリンダヘッド11に設けられる吸気ポート17Aは燃焼室13内にスワールを生じさせる形状に形成されている。

【0029】

また一端側第1軸受部33Aに隣接する排気側ロッカアーム40および前記一端側第1軸受部33A間の間隔は一端側第2軸受部34Aに隣接する吸気側ロッカアーム41および一端側第2軸受部34A間の間隔よりも狭く設定される。

【0030】

さらに一端側第1軸受部33Aの第1駆動ギヤ51側の側面は、ロアカムホルダ35およびアッパカムホルダ36…をシリンダヘッド11に締結する複数のボルト38…のうち一端側第1軸受部33Aに対応する部分のボルト38を挿通すべく一端側第1軸受部33Aに設けられた一対のボス部65、65よりも第1カムシャフト31の軸方向内方に配置されている。

【0031】

図5～図8を併せて参照して、第1カムシャフト31の他端部にはヘリカルギヤである第2駆動ギヤ68が設けられ、ヘリカルギヤである第2被動ギヤ69が、エンジン本体10におけるシリンダヘッド11に取付けられた補機としての高

圧燃料ポンプ70に連なる補機駆動軸71に設けられる。第2駆動ギヤ68は、フリクションゴム72を相互間に介装せしめた第3および第4ギヤ73, 74をせらし構造で組み合わせて成るものである。

【0032】

補機駆動軸71は、シリンダヘッド11とは別体の軸受部材75を3本のボルト77, 78, 79…でシリンダヘッド11に締結することで構成される軸受部76で回転自在に支承されており、高圧燃料ポンプ70が備える回転軸70aにオルダムジョイント80を介して連結されている。

【0033】

ところで、補機駆動軸71の軸線は、第1および第2カムシャフト31, 32の軸線を結ぶ直線Lよりもシリンダヘッド11側に配置されており、前記軸受部76は、シリンダ軸線に沿う方向から見て第2駆動ギヤ68に一部が重なる位置でシリンダヘッド11に設けられ、第2駆動ギヤ68との干渉を避ける切欠き75aが軸受部76における軸受部材75に形成されている。

【0034】

軸受部76を構成する軸受部材75をシリンダヘッド11に締結する3本のボルト77, 78, 79のうち、2本のボルト77, 78は、シリンダ軸線に沿う方向から見て第2駆動ギヤ68とは重ならない位置で補機駆動軸71の両側に配置されるのに対し、残余のボルト79は、軸受部材75のシリンダヘッド11への締結剛性を高めるために、シリンダ軸線に沿う方向から見て第2駆動ギヤ68に一部が重なる位置で前記軸受部材65をシリンダヘッド11に締結するように配置される。

【0035】

しかも前記各ボルト77~79のうちの一部である2本のボルト77, 78の頂面を通して第1および第2カムシャフト31, 32の軸線と平行な第1仮想平面P1と、前記残余のボルト79の頂面を通して第1仮想平面P1と平行な第2仮想平面P2との間に、第2駆動ギヤ68の外周面のうち前記残余のボルト79に対向する部分が配置されており、前記切欠き75aは、前記残余のボルト79の第2駆動ギヤ68との干渉を避け得るようにして軸受部76の軸受部材75に

形成されている。

【0036】

ところで、第1および第2カムシャフト31、32の一端側で相互に噛合する第1駆動ギヤ51および第1被動ギヤ52はヘリカルギヤであり、高圧燃料ポンプ70を駆動するために第1カムシャフト31の他端部に設けられた第2駆動ギヤ68ならびに第2駆動ギヤ68に噛合するようにして補機駆動軸71に設けられた第2被動ギヤ69もヘリカルギヤであり、第1および第1被動ギヤ51、52の噛合により図5の矢印81で示すように第1カムシャフト31に生じるスラスト力と、第2駆動ギヤ68および第2被動ギヤ69の噛合によって図5の矢印82で示すように第1カムシャフト31に生じるスラスト力とが、相互に逆向きとなるように設定される。

【0037】

また図6および図7で明示するように、シリンダヘッド11には第2被動ギヤ69の一部を収容する凹部83が設けられており、それによってシリンダ軸線に沿う方向での第1カムシャフト31の高さを極力低くしてエンジンのコンパクト化に寄与することができる。しかも凹部83内に溜まったオイルを第2被動ギヤ69が掻き揚げることにより、第2駆動ギヤ68および第2被動ギヤ69の噛合部を潤滑することができる。

【0038】

次にこの実施例の作用について説明すると、気筒配列方向16に間隔をあけた位置で前記各カムシャフト31、32毎にシリンダヘッド11に設けられた複数の第2軸受部34A、34…のうち前記気筒配列方向16に沿う一端側に配置された一端側第2軸受部34Aから突出した部分で第2カムシャフト32には第1被動ギヤ52が設けられ、気筒配列方向16に間隔をあけた位置で前記各カムシャフト毎にシリンダヘッド11に設けられた複数の第1軸受部33A、33…のうち前記気筒配列方向16に沿う一端側に配置された一端側第1軸受部33Aから突出した部分で第1カムシャフト31には、第1被動ギヤ52に噛合するとともに前記被動ギヤ52との噛合部よりも一端側第1軸受部33A側に突出した円筒状の突出部58aを有する第1駆動ギヤ51が固定されており、一端側第1軸

受部 33A が、一端側第 2 軸受部 34A よりも第 1 駆動ギヤ 51 から遠ざかる側にオフセットして配置されている。

【0039】

したがって一端側第 1 軸受部 33A の一端側第 2 軸受部 34A に対するオフセット配置にともなって生じたスペースに突出部 58a を配置することで、第 1 駆動ギヤ 51 および第 1 被動ギヤ 52 をよりシリンダヘッド 11 側に近接させることができ、エンジンのコンパクト化を図ることができる。

【0040】

しかも第 1 駆動ギヤ 51 に関して一端側第 1 軸受部 33A とは反対側で第 1 カムシャフト 31 にはクランクシャフトからの動力を入力するためのスプロケット 53 が固定されており、スプロケット 53 をよりシリンダヘッド 11 側に近接させて、両カムシャフト 31, 32 の軸線に沿う方向でエンジンをより一層コンパクト化することができる。またクランクシャフトからの動力が直接入力されない吸気弁 20…側の第 2 カムシャフト 32 に設けられた第 1 被動ギヤ 52 を一端側第 2 軸受部 34A に近接させることで、第 2 カムシャフト 32 のトルク変動を抑制することができる。

【0041】

また燃焼室 13 に開口する吸気弁口 14A, 14B および排気弁口 15A, 15B が、前記両カムシャフト 31, 32 の軸線に沿う方向に並んで各気筒 C1 ~ C4 毎に一对ずつシリンダヘッド 11 に設けられ、第 1 カムシャフト 31 に対応する両排気弁口 15A, 15B のうち一端側第 1 軸受部 33A 寄りの排気弁口 15A が、第 2 カムシャフト 32 に対応する両吸気弁口 14A, 14B のうち一端側第 2 軸受部 34A 寄りの吸気弁口 14A よりも第 1 駆動ギヤ 51 とは反対側にオフセットして配置されるので、一端側第 2 軸受部 34A に対する一端側第 1 軸受部 33A のオフセットに応じて、吸気弁口 14A および排気弁口 15A 相互のオフセットを行なうことにより、エンジンをカムシャフト 31, 32 の軸線方向でより一層コンパクト化することができる。

【0042】

しかも第 1 カムシャフト 31 に対応する側でシリンダヘッド 11 に一对の排気

弁口15A、15Bが設けられ、第2カムシャフト32に対応する側でシリンダヘッド11に設けられる一対の吸気弁口14A、14Bのうち、一端側第2軸受部34Aに近い側に配置される吸気弁口14Aに連なってシリンダヘッド11に設けられる吸気ポート17Aが燃焼室13内にスワールを生じさせる形状に形成されており、上述の吸気弁口14Aおよび排気弁口15A相互のオフセットと相まって燃焼室13にスワールを効果的に形成して燃焼効率を向上することができる。

【0043】

また第1および第2カムシャフト31、32の軸線と直交する平面内での揺動を可能として一端がシリンダヘッド11にピボット支持される複数の排気側および吸気側ロッカアーム40…、41…の他端が排気弁26…および吸気弁20…にそれぞれ連動、連結され、前記各第1および第2軸受部33A、33…；34A、34…は、前記排気側および吸気側ロッカアーム40…、41…の両側に配置されて前記各ロッカアーム40…、41…の倒れを防止する突部46…を有してシリンダヘッド11に締結されるロアカムホルダ35と、該ロアカムホルダ35に締結される複数の排気側および吸気側のアッパカムホルダ36…、37…とで構成され、一端側第1軸受部33Aに隣接する排気側ロッカアーム40および前記一端側第1軸受部33A間の間隔が、一端側第2軸受部34Aに隣接する吸気側ロッカアーム41および前記一端側第2軸受部34A間の間隔よりも狭く設定されている。このため、一端側第1軸受部33Aを排気側ロッカアーム40に近接させることにより、一端側第1軸受部33Aに対応する部分でロアカムホルダ35に設けられる突部46の突出量を小さくし、ロアカムホルダ35の軽量化ひいてはエンジン全体の軽量化を図ることができる。

【0044】

さらに一端側第1軸受部33Aの第1駆動ギヤ51側の側面は、前記ロアカムホルダ35および排気側のアッパカムホルダ36…をシリンダヘッド11に締結する複数のボルト38…のうち一端側第1軸受部33Aに対応する部分のボルト38…を挿通すべく一端側第1軸受部33Aに設けられた一対のボス部65…よりも第1カムシャフト31の軸方向内方に配置されるので、一端側第1軸受部3

3Aの一端側第2軸受部34Aに対するオフセット量を比較的大きくし、エンジンをより一層コンパクト化することができる。

【0045】

さらに第1カムシャフト31の他端部に設けられた第2駆動ギヤ68に噛合する第2被動ギヤ69が、エンジン本体10のシリンダヘッド11に取り付けられた高圧燃料ポンプ70に連なる補機駆動軸71に設けられ、第1および第2カムシャフト31、32の軸線を結ぶ直線Lよりもシリンダヘッド11側で両カムシャフト31、32間に補機駆動軸71の軸線が配置されている。

【0046】

したがって第1および第2カムシャフト31、32間の間隔を拡げることなく、補機駆動軸70を第1カムシャフト31に近接させて、シリンダ軸線に沿う方向でエンジンのコンパクト化を図ることができる。

【0047】

また補機駆動軸71を支承する軸受部76が、シリンダ軸線に沿う方向から見て第2駆動ギヤ68に一部が重なる位置でシリンダヘッド11に設けられ、第2駆動ギヤ68との干渉を避ける切欠き75aが軸受部76に形成されているので、補機駆動軸71を支承する軸受部76を、シリンダ軸線に沿う方向でのカムシャフト31、32の位置が高くなることを回避しつつ、第1カムシャフト31の軸線に沿う方向で第2駆動ギヤ68に近接配置することができ、これによってもエンジンのコンパクト化に寄与することができる。

【0048】

ところで、軸受部76は補機駆動軸71を回転自在に支承する軸受部材75を3本のボルト77、78、79でシリンダヘッド11に締結することにより構成されるものであり、3本のボルト77～79のうち2本のボルト77、78は、シリンダ軸線に沿う方向から見て第2駆動ギヤ68とは重ならない位置で補機駆動軸71の両側に配置されるのに対し、残余のボルト79は、軸受部材75のシリンダヘッド11への締結剛性を高めるために、シリンダ軸線に沿う方向から見て第2駆動ギヤ68に一部が重なる位置で前記軸受部材65をシリンダヘッド11に締結するように配置される。

【0049】

しかも前記各ボルト77～79のうちの一部である2本のボルト77、78の頂面を通して第1および第2カムシャフト31、32の軸線と平行な第1仮想平面P1と、前記残余のボルト79の頂面を通して第1仮想平面P1と平行な第2仮想平面P2との間に、第2駆動ギヤ68の外周面のうち前記残余のボルト79に対向する部分が配置されている。

【0050】

したがって第1および第2カムシャフト31、32間の間隔を拡げることなく、補機駆動軸71を両カムシャフト31、32の一方である第1カムシャフト31に近接させることができるとともに、軸受部材75をシリンダ軸線に沿う方向でのカムシャフトの位置が高くなることを回避しつつカムシャフト31、32の軸線に沿う方向で第2駆動ギヤ68に近接配置することができ、これによってもエンジンのコンパクト化に寄与することができる。

【0051】

さらに第1および第2カムシャフト31、32の一端部に設けられて相互に噛合する第1駆動ギヤ51および第1被動ギヤ52がヘリカルギヤであり、第1駆動ギヤ51および第1被動ギヤ52の噛合により第1カムシャフト31に生じるスラスト力と、ヘリカルギヤである第2駆動ギヤ68および第2被動ギヤ69の噛合によって第1カムシャフト31に生じるスラスト力とが相互に逆向きに設定されるので、第1および第2カムシャフト31、32の一端部に設けられる第1駆動ギヤ51および第1被動ギヤ52や、高圧燃料ポンプ70を駆動するための第2駆動ギヤ68および第2被動ギヤ69の耐久性を向上することができる。

【0052】

以上、本発明の実施例を説明したが、本発明は上記実施例に限定されるものではなく、特許請求の範囲に記載された本発明を逸脱することなく種々の設計変更を行うことが可能である。

【0053】

たとえばクランクシャフトの軸線を鉛直方向とした船外機などのような船舶推進機用エンジンに本発明を適用することも可能である。

【0054】

【発明の効果】

以上のように請求項1記載の発明によれば、一端側第1軸受部が、一端側第2軸受部に対して第1回転輪から遠ざかる側にオフセットして配置されるので、そのオフセット配置に伴って生じるスペースに前記突出部を配置することで第1および第2回転輪をよりシリンダヘッド側に近接させることができ、両カムシャフトの軸線に沿う方向でエンジンのコンパクト化を図ることができる。

【0055】

また請求項2記載の発明によれば、駆動ギヤをよりシリンダヘッド側に近接させることができ、駆動ギヤおよび被動ギヤの噛合部をシリンダヘッド側に近接させるとともにスプロケットをよりシリンダヘッド側に近接させて、両カムシャフトの軸線に沿う方向でエンジンのコンパクト化を図ることができ、しかもクランクシャフトからの動力が直接入力されない第2カムシャフトの被動ギヤを一端側第2軸受部に近接させることで第2カムシャフトのトルク変動を抑制することができる。

【0056】

請求項3記載の発明によれば、一端側第2軸受部に対する一端側第1軸受部のオフセットに応じて、吸気弁口および排気弁口相互のオフセットを行なうことにより、エンジンをカムシャフトの軸線方向でより一層コンパクト化することができる。

【0057】

請求項4記載の発明によれば、燃焼室にスワールを効果的に形成して燃焼効率を向上することができる。

【0058】

請求項5記載の発明によれば、一端側第1軸受部を排気側ロッカアームに近接させることにより、一端側第1軸受部に対応する部分でロアカムホルダに設けられる突部の突出量を小さくし、ロアカムホルダの軽量化ひいてはエンジン全体の軽量化を図ることができる。

【0059】

さらに請求項6記載の発明によれば、一端側第1軸受部の一端側第2軸受部に
対するオフセット量を比較的大きくし、エンジンをより一層コンパクト化するこ
とができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】

エンジンの一部縦断面図であって図3の1-1線に沿う断面図である。

【図2】

ヘッドカバーを外した状態での図1の2-2線矢視図である。

【図3】

図2の3矢示部拡大図である。

【図4】

図1の4-4線断面図である。

【図5】

図2の5矢示部拡大図である。

【図6】

図5の6-6線拡大断面図である。

【図7】

図6の7-7線断面図である。

【図8】

図7の8-8線断面図である。

【符号の説明】

11・・・シリンダヘッド

13・・・燃焼室

14A, 14B・・・吸気弁口

15A, 15B・・・排気弁口

16・・・気筒配列方向

17B・・・吸気ポート

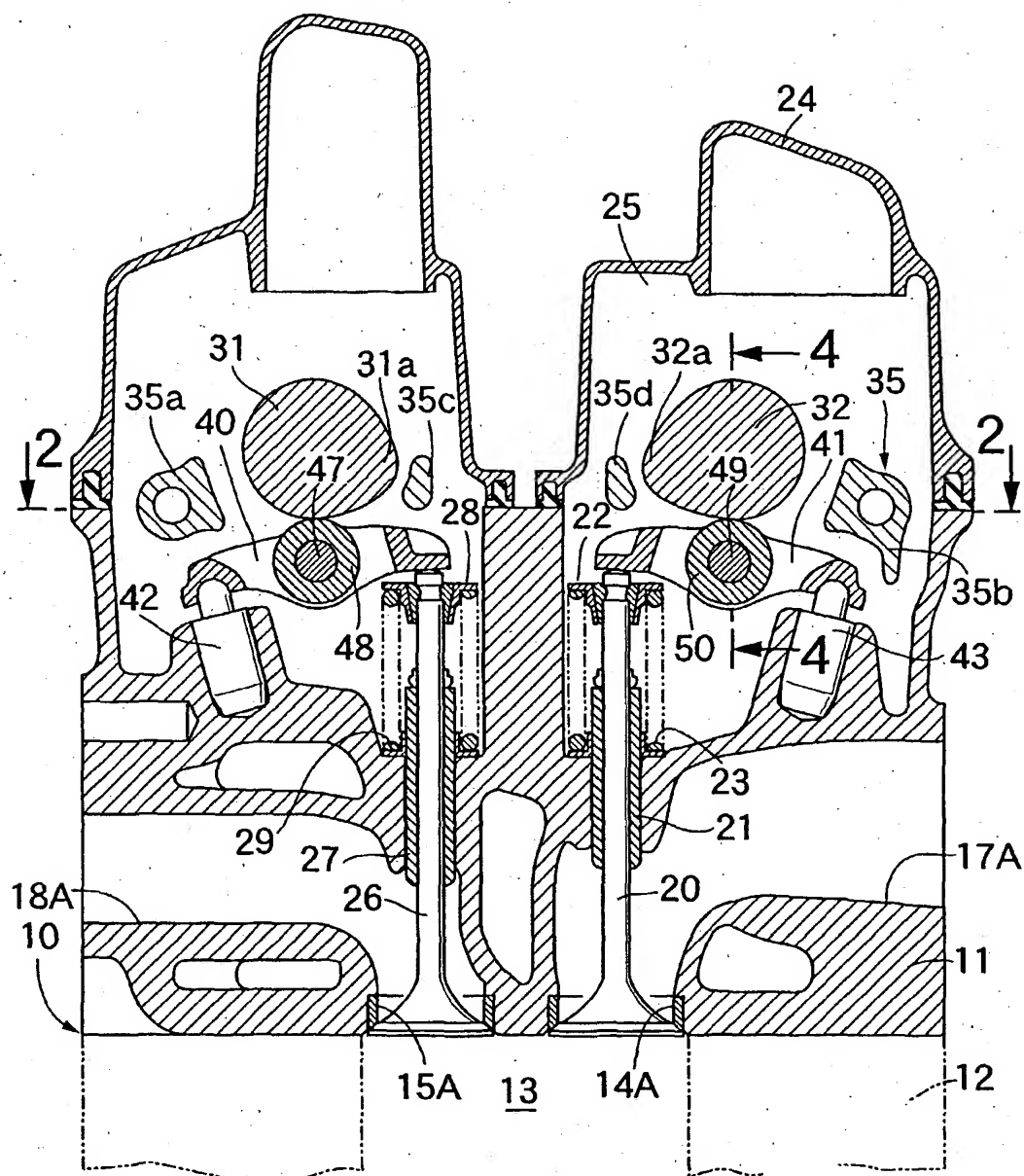
20・・・吸気弁

26・・・排気弁

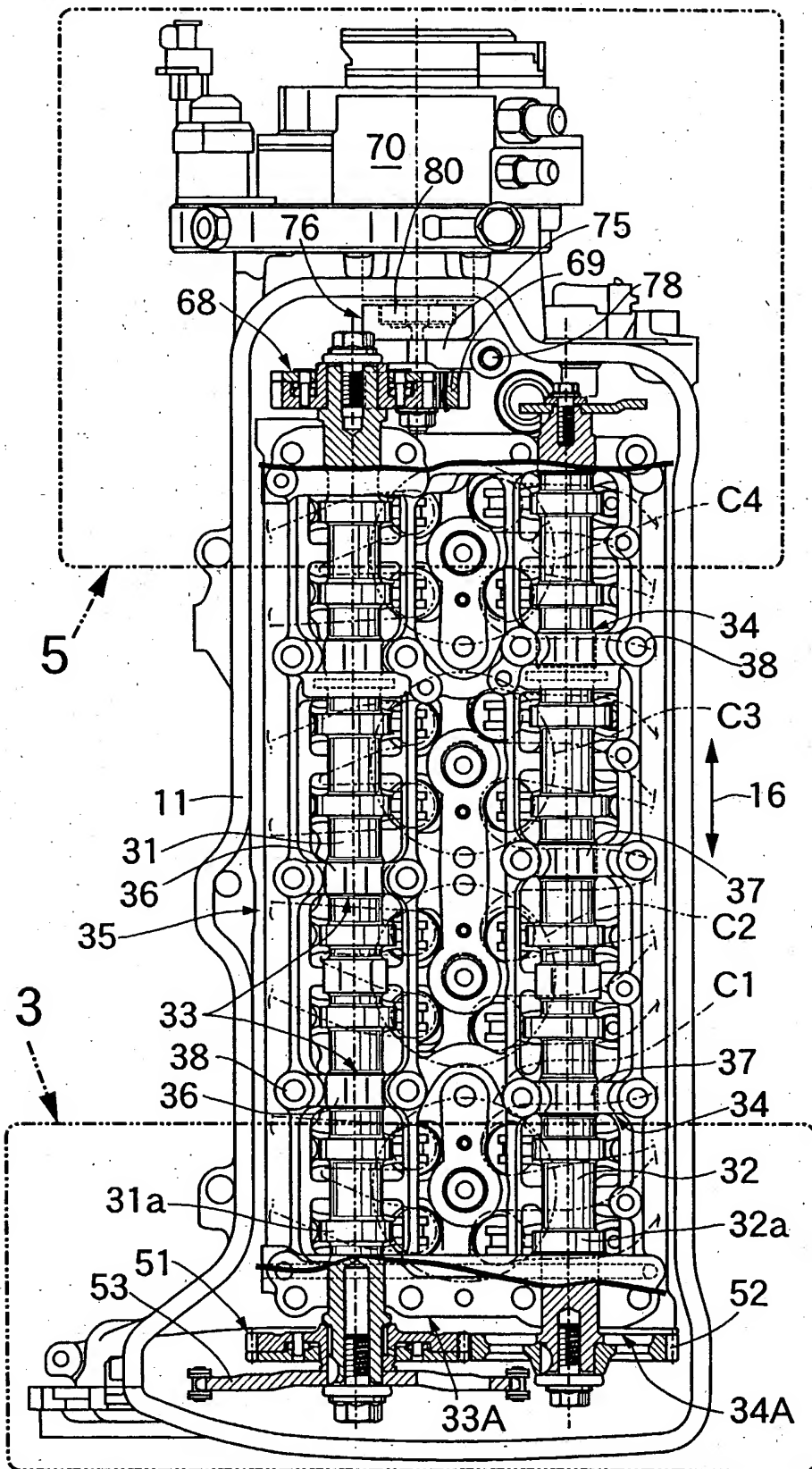
- 31・・・第1カムシャフト
- 32・・・第2カムシャフト
- 33・・・第1軸受部
- 33A・・・一端側第1軸受部
- 34・・・第2軸受部
- 34A・・・一端側第2軸受部
- 35・・・ロアカムホルダ
- 36, 37・・・アッパカムホルダ
- 38・・・ボルト
- 40・・・引き側ロッカアーム
- 41・・・吸気側ロッカアーム
- 46・・・突部
- 51・・・第1回転輪としての駆動ギヤ
- 52・・・第2回転輪としての被動ギヤ
- 53・・・スプロケット
- 54・・・カムチェーン
- 58a・・・突出部
- 65・・・ボス部
- C1～C4・・・気筒

【書類名】 図面

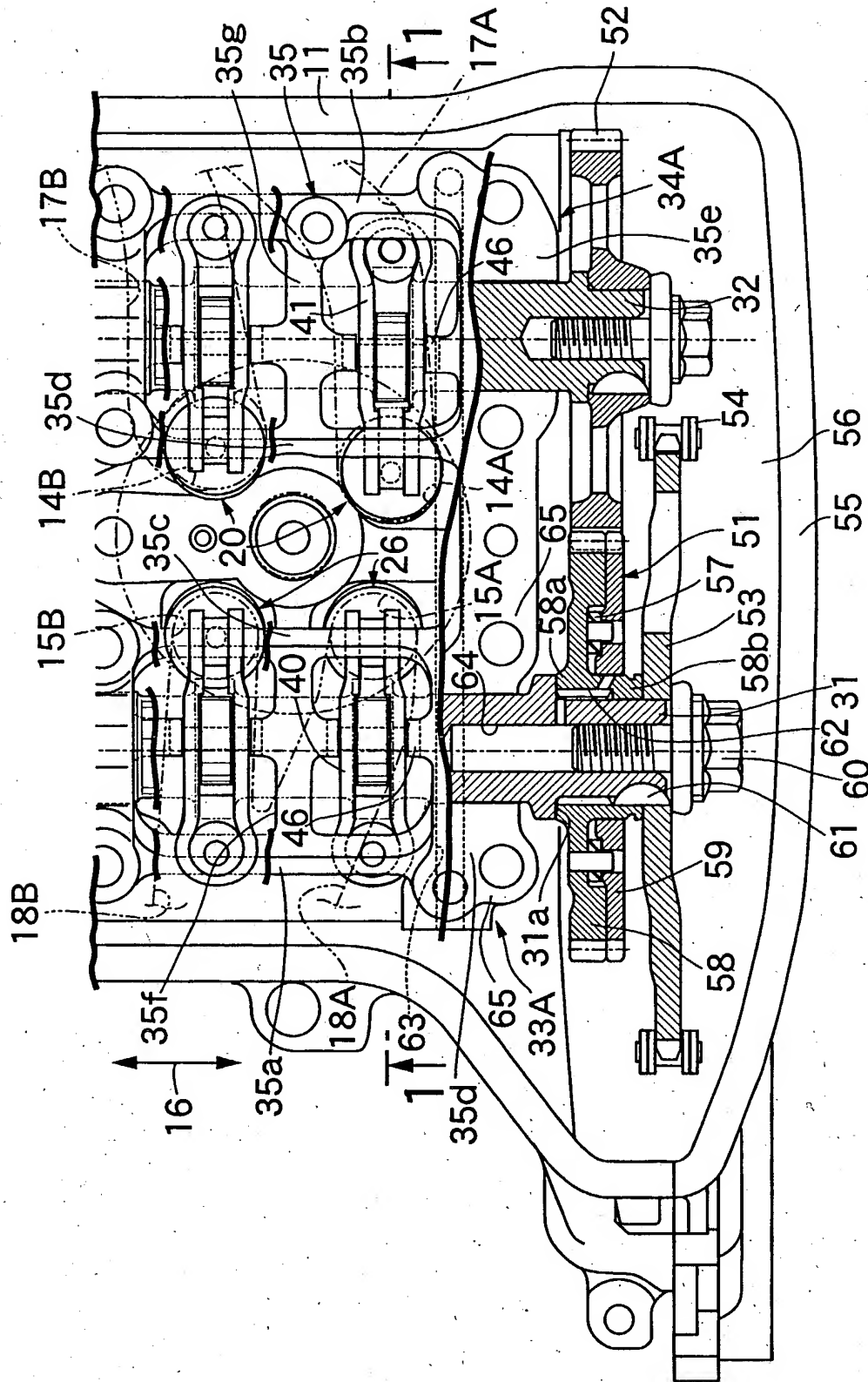
【図1】



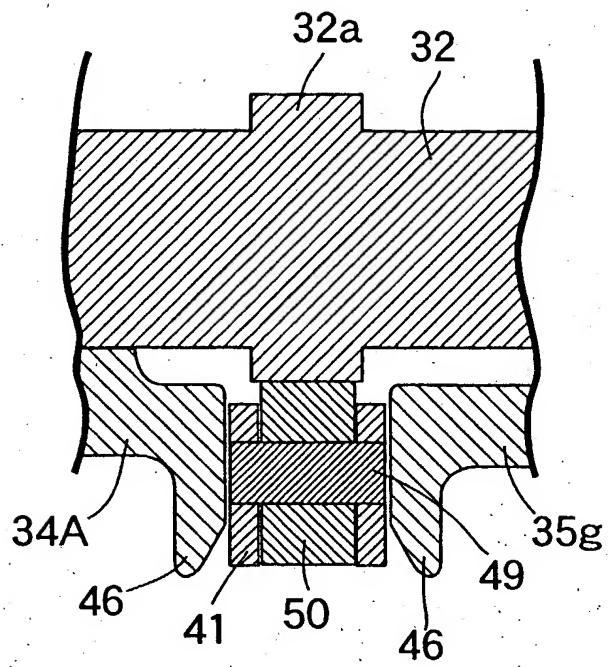
【図 2】



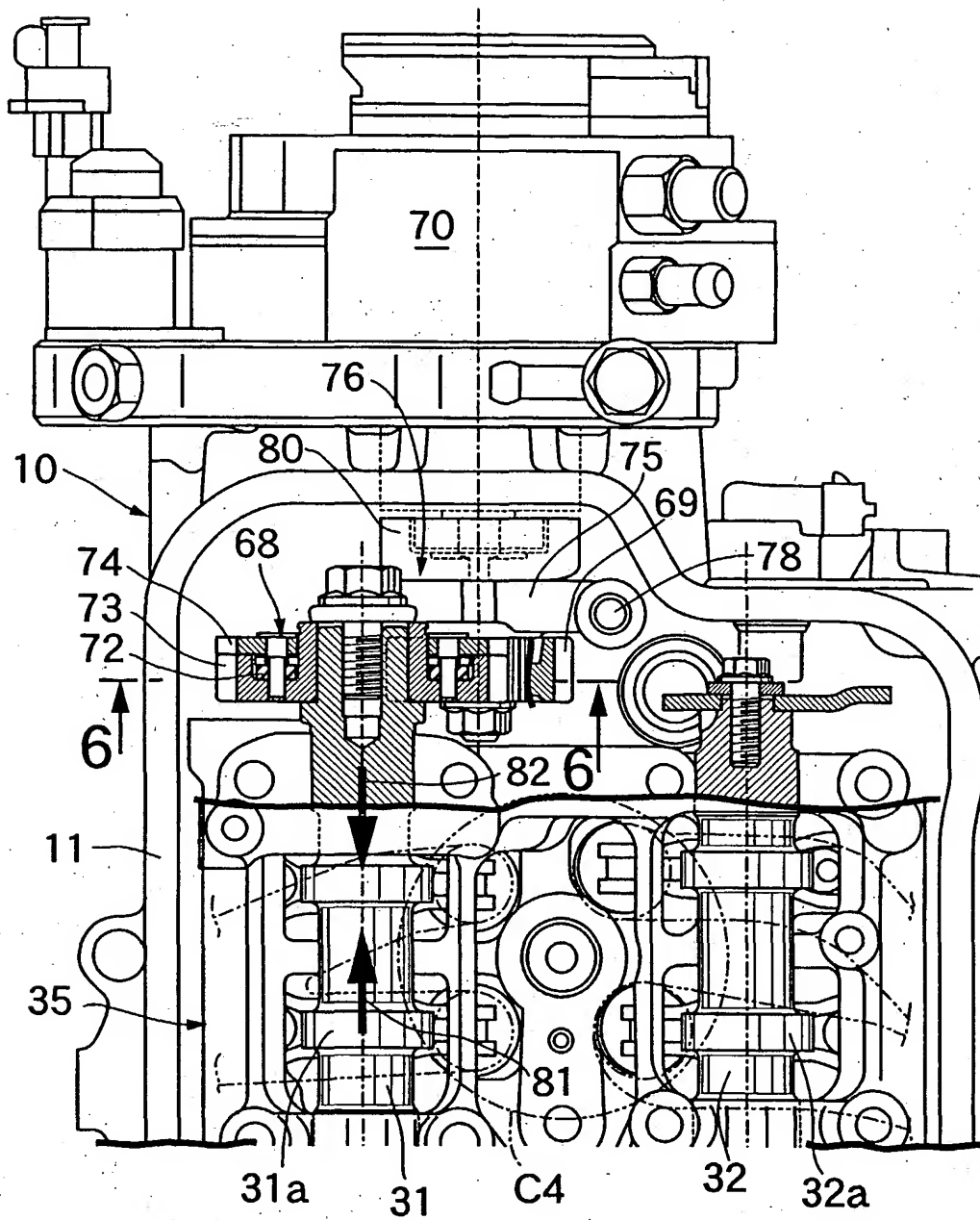
【図3】



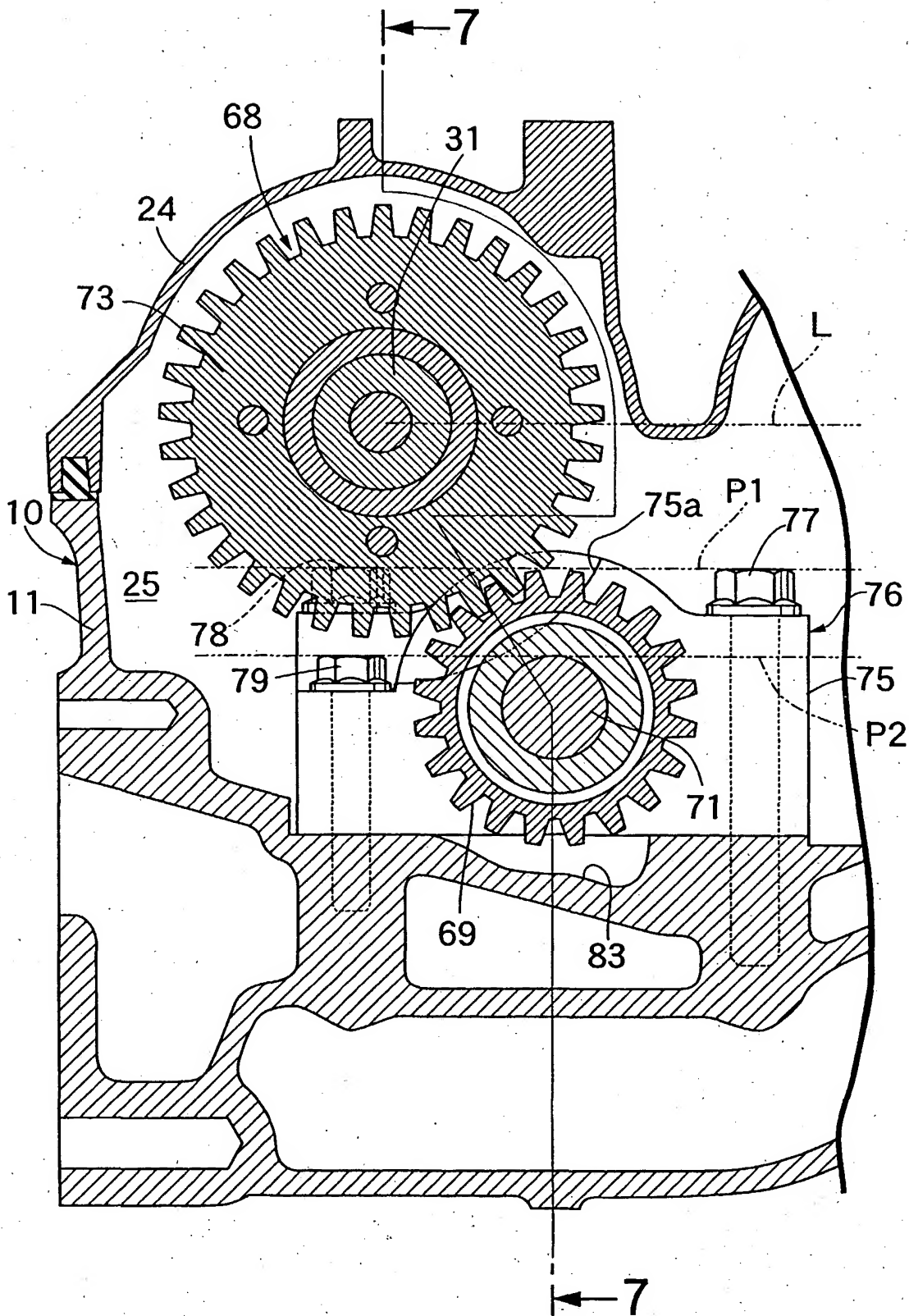
【図 4】



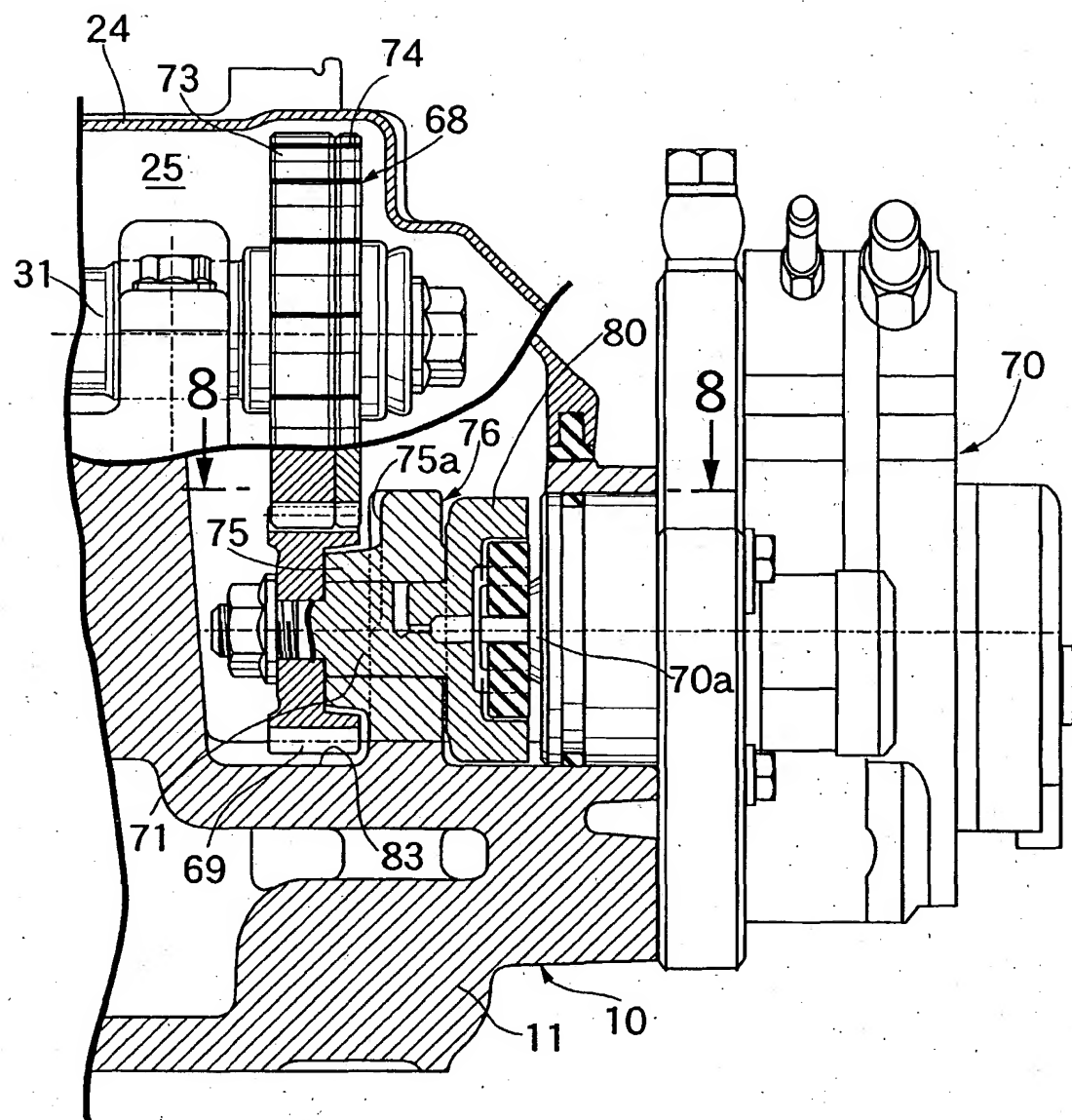
【図5】



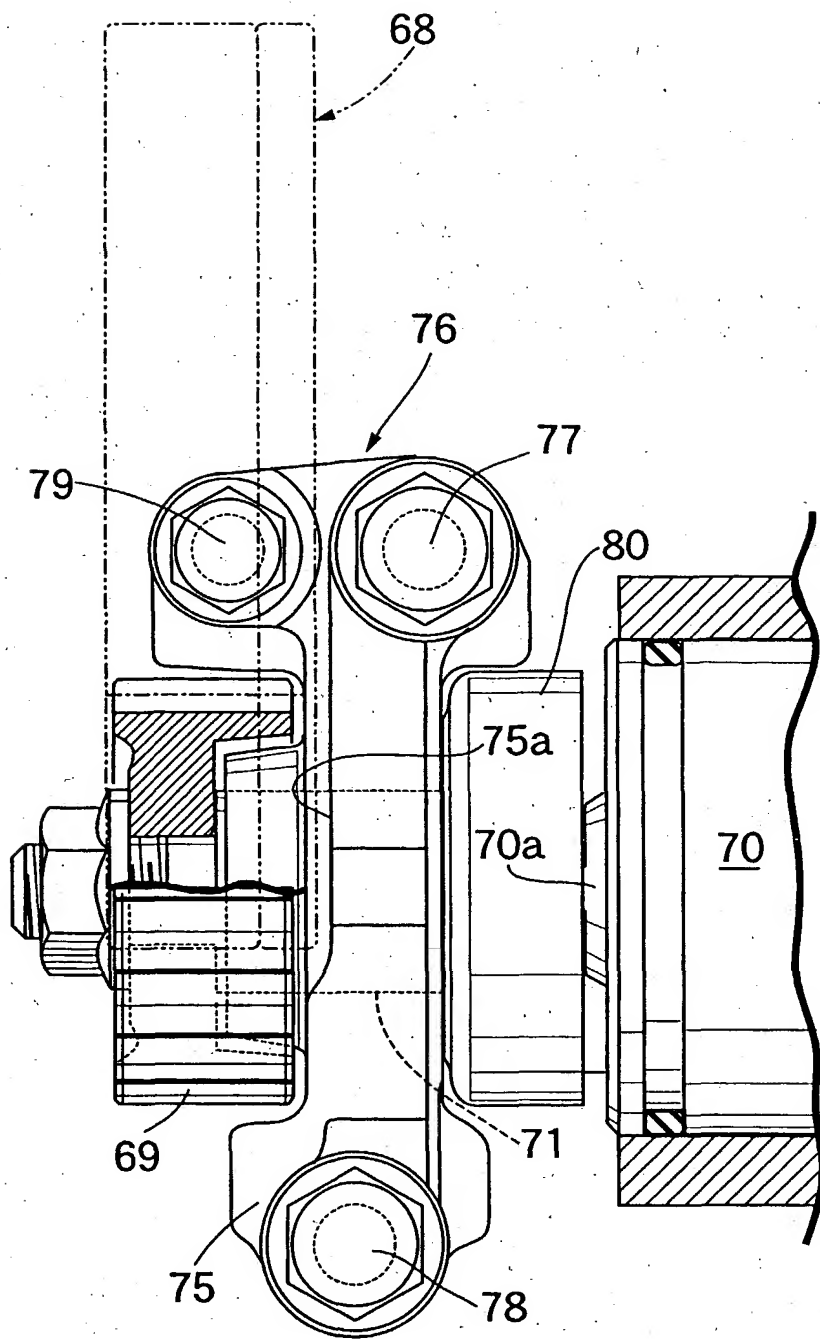
【図6】



【図7】



【図8】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 第1および第2カムシャフトが気筒配列方向に間隔をあけた位置でシリンダヘッドに設けられた複数の第1および第2軸受部でそれぞれ回転自在に支承され、複数の第1および第2軸受部のうち前記気筒配列方向に沿う一端側に配置された一端側第1および第2軸受部から突出した部分で第1および第2カムシャフトには、相互に連動、連結される第1および第2回転輪が固定され、第1回転輪には、第2回転輪よりも一端側第1軸受部側に突出した円筒状の突出部が設けられる多気筒エンジンにおいて、相互に連動、連結される回転輪の一方に他方よりも突出した円筒状の突出部が設けられる際に、両回転輪をシリンダヘッド側に近接配置することを可能としてエンジンの大型化を回避する。

【解決手段】 一端側第1軸受部33Aが、一端側第2軸受部34Aに対して第1回転輪51から遠ざかる側にオフセットして配置される。

【選択図】 図3

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000005326]

1. 変更年月日 1990年 9月 6日

[変更理由] 新規登録

住 所 東京都港区南青山二丁目1番1号

氏 名 本田技研工業株式会社

⑨ 日本国特許庁(JP)

⑩ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A) 平3-117603

⑬ Int.Cl.⁵

識別記号

庁内整理番号

⑬ 公開 平成3年(1991)5月20日

F 01 L 1/02
1/26

F 6965-3G
D 6965-3G

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全9頁)

⑭ 発明の名称 エンジンの動弁装置

⑮ 特 願 平1-256277

⑯ 出 願 平1(1989)9月29日

⑰ 発 明 者	上 杉 達 也	広島県安芸郡府中町新地3番1号	マツダ株式会社内
⑰ 発 明 者	岩 田 典 之	広島県安芸郡府中町新地3番1号	マツダ株式会社内
⑰ 発 明 者	佐 渡 修	広島県安芸郡府中町新地3番1号	マツダ株式会社内
⑰ 発 明 者	橋 本 一 彦	広島県安芸郡府中町新地3番1号	マツダ株式会社内
⑰ 出 願 人	マツダ株式会社	広島県安芸郡府中町新地3番1号	
⑰ 代 理 人	弁理士 前 田 弘	外2名	

明 細 書

1. 発明の名称

エンジンの動弁装置

2. 特許請求の範囲

(1) 吸気弁を駆動する吸気専用のカムシャフトと、排気弁を駆動する排気専用のカムシャフトとを備え、吸気弁または排気弁のうち少なくとも一方の弁を複数本設けたエンジンの動弁装置において、

駆動する弁の数の多い方のカムシャフトと、エンジン出力軸との間に伝達部材を巻き掛けて設け、

上記二本のカムシャフトに、互いに噛合するギヤをそれぞれ設けたことを特徴とするエンジンの動弁装置。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、吸気専用のカムシャフトと排気専用のカムシャフトとを設けたエンジンの動弁装置に関する。

(従来技術)

従来、多弁付エンジンとして、例えば特開昭62-78453号公報に開示されるように、シリンダごとに三本の吸気弁と二本の排気弁とを設けて高い吸・排気効率を得るようにしたものがある。このエンジンでは、三本の吸気弁を、弁軸端部に向かってシリンダボア側に傾斜し且つ弁軸が互いに平行になるように設けるとともに、二本の排気弁を、弁軸端部に向かってシリンダボア他側に傾斜して設けて吸・排気弁の弁頭下面を山形に配置し、これによって燃焼効率の高いベントルーフ形の燃焼室を形成している。このエンジンでは、吸気弁を吸気専用のカムシャフトによりロッカーアームを介して駆動し、排気弁を排気専用のカムシャフトによりロッカーアームを介して駆動している。

(発明が解決しようとする課題)

ところで、このような多弁付エンジンにおいてカムシャフトを駆動する場合、カムシャフトとエンジン出力軸との間に、タイミングベルトやタイ

ミングチェーン等の伝達部材を巻き掛けて設け、エンジン出力軸の出力トルクを伝達部材を介してカムシャフトに伝えてこれを駆動することが行われる。

しかし、吸気専用と排気専用の二本のカムシャフトを備えたエンジンにおいて、この二本のカムシャフトを共にエンジン出力軸により伝達部材を介して駆動するようにした場合、二本のカムシャフトに、エンジン出力軸に取り付けた駆動側プーリまたはスプロケットに対して二倍程度の直径を有する従動側プーリまたはスプロケットを取り付けることになるので、エンジンが大形化してしまう。

そこで、二本のカムシャフトのうち、一方のカムシャフトをエンジン出力軸により伝達部材を介して駆動するとともに、両カムシャフトに、互いに噛合するギヤをそれぞれ設けて、他方のカムシャフトを一方のカムシャフトによってギヤを介して駆動するようにして従動側プーリまたはスプロケットを一つにし、エンジンをコンパクト化する

ことが考えられる。

ところで、吸気弁または排気弁のうち少なくとも一方の弁を複数本設けた多弁付エンジンでは、第7図に示すように、弁の開閉に応じて一つのカムシャフトにかかるトルク変動が大きくなる。そのため、上述したように一方のカムシャフトを他方のカムシャフトによってギヤを介して駆動する場合、ギヤにはバックラッシュがあるので、このトルク変動のために被駆動側のカムシャフトに回転変動が生じる上、トルク変動によってギヤの寿命が短くなる。その場合、ギヤの強度を高めるべく歯幅を長くすればエンジンのコンパクト化を阻害することになってしまう。

本発明はこのような点に着目してなされたものであり、その目的とするところは、吸気専用と排気専用の二本のカムシャフトを備えた多弁付エンジンにおいて、カムシャフトを安定して駆動し且つギヤの信頼性を高めながら、伝達部材およびギヤを併用して二本のカムシャフトを駆動してエンジンのコンパクト化を図ることにある。

(課題を解決するための手段)

上記目的を達成するため、本発明では、トルク変動の大きいカムシャフトをエンジン出力軸により伝達部材を介して駆動し、トルク変動の小さいカムシャフトを上記カムシャフトによってギヤを介して駆動するようにしている。

具体的に、本発明の講じた解決手段は、吸気弁を駆動する吸気専用のカムシャフトと、排気弁を駆動する排気専用のカムシャフトとを備え、吸気弁または排気弁のうち少なくとも一方の弁を複数本設けたエンジンの動弁装置を前提とする。そして、これに対し、駆動する弁の数が多い方のカムシャフトと、エンジン出力軸との間に伝達部材を巻き掛けて設け、上記二本のカムシャフトに、互いに噛合するギヤをそれぞれ設ける構成としたものである。

(作用)

上記の構成により、本発明では、駆動する弁の数が多い方のカムシャフトがエンジン出力軸により伝達部材を介して駆動される。また、駆動する

弁の数が少ない方のカムシャフトが上記カムシャフトによりギヤを介して駆動される。そのため、従動側プーリまたはスプロケットが一つになってエンジンがコンパクトになる。

その場合、駆動する弁の数が多くてトルク変動が大きい方のカムシャフトが、ギヤ駆動でなくエンジン出力軸により伝達部材を介して駆動されるので、カムシャフトの回転が安定する。

また、ギヤを介して駆動されるのは駆動する弁の数が少なくてトルク変動が小さい方のカムシャフトなので、ギヤのバックラッシュ等によるカムシャフトの回転変動を許容範囲内に抑えることが容易になる。しかもトルク変動が小さいので、歯幅を長くするなどの強化対策を施すことなくギヤの信頼性を向上できてエンジンのコンパクト化を助長できる。

(実施例)

以下、本発明の実施例を図面に基づいて説明する。

第1図～第5図は本発明の実施例に係る吸気三

弁、排気二弁を備えたV型6気筒エンジンを示す。これらの図は1つのシリンダのみを代表して示す。他のシリンダも同一の構成である。これらの図において、1はシリンダブロック、2はシリンダブロック1の上に配設されたシリンダヘッド、3はこのシリンダヘッド2の上に配設されたカムハウジングである。

上記シリンダブロック1にはシリンダ5が形成され、このシリンダ5にはピストン6が摺動自在に嵌挿されている。また、シリンダヘッド2には二つの傾斜壁7a、7bを有するベントルーフ形の燃焼室7が形成されている。

上記シリンダヘッド2のシリンダボア左側部にはシリンダ5に新気を導く三本の独立吸気ポート11、12、13が設けられている。この独立吸気ポート12～13は、一端が上記燃焼室7の左側の傾斜壁7aに開口し、他端がシリンダヘッド左側壁に開口するよう設けられている。両側の独立吸気ポート11、13の燃焼室側開口はエンジン前後方向(第5図の上下方向)に並んでおり、

中央の独立吸気ポート12よりもシリンダボア中心に近い位置に設けられている。これら三本の独立吸気ポート11～13はシリンダヘッド左側壁側で1本の吸気ポート10に集合されている。

また、シリンダヘッド2のシリンダボア右側部にはシリンダ5の排気を外方に導く二本の独立排気ポート21、22が設けられている。この独立排気ポート21、22は、一端が上記燃焼室7の右側の傾斜壁7bに開口し、他端がシリンダヘッド右側壁に開口するように設けられている。この二本の独立排気ポート21、22の燃焼室側開口はエンジン前後方向に並んでいる。また、二本の排気ポート21、22はシリンダヘッド右側壁側で1本の排気ポート20に集合されている。

上記シリンダヘッド2には、独立吸気ポート11～13の燃焼室側開口をそれぞれ開閉する三本の吸気弁31、32、33が設けられている。各吸気弁31～33は、上記開口に配置される傘形の弁頭部と、この弁頭部から上方に延設された弁軸とをそれぞれ有しており、弁軸においてシリン

ダヘッド2に摺動自在に嵌挿されていて、上下動可能になっている。これら吸気弁31～33の弁軸端部には円盤状のスプリングシート51、52、53がそれぞれ取付けられ、このスプリングシート51～53とシリンダヘッド2との間にバルブスプリング61、62、63がそれぞれ縮装されていて、そのバネ力により各吸気弁31～33を上方に、つまり閉弁方向に付勢している。

これら三本の吸気弁31～33は、弁軸端部に向かってシリンダボア左側に傾斜し、且つ弁軸が互いに平行になるよう設けられている。

また、シリンダヘッド2には、独立排気ポート21、22の燃焼室側開口をそれぞれ開閉する二本の排気弁41、42が設けられている。これら排気弁41、42も上記吸気弁31～33と同様の構成で上下動可能に設けられ、スプリングシート54、55及びバルブスプリング64、65が設けられて閉弁方向に付勢されている。

これら二本の排気弁41、42は、弁軸端部に向かってシリンダボア右側に傾斜し、且つ弁軸が互

いに平行になるよう設けられている。

次に、上記吸・排気弁31～33、41、42の駆動機構について説明する。カムハウジング3の左側及び右側には、エンジン前後方向に延びる吸気専用及び排気専用のカムシャフト91、92がそれぞれ配設されている。これら二本のカムシャフト91、92は、エンジン出力軸(図示省略)により駆動され、吸気専用カムシャフト91は第1図で時計方向に、排気専用カムシャフト92は同図で反時計方向にそれぞれ回転する。また、吸気専用カムシャフト91には各吸気弁31～33に対応して三つの吸気カム93が一体形成され、排気専用カムシャフト92には各排気弁41、42に対応して二つの排気カム94が一体形成されている。

上記吸気弁31～33は、吸気専用カムシャフト91によりスイングアーム81、82、83を介して駆動される。すなわち、シリンダヘッド2には、公知の油圧式ラッシュェアジャスタ71、72、73が設けられている。この油圧式ラッシュェ

アジャスタ71~73には支持部が設けられている。そして、上記スイングアーム81~83は、一端が上記油圧式ラッシュアジャスタ71~73の支持部に乗り、他端が吸気弁31~33の弁軸端部上に乗るようにそれぞれ設けられている。また、スイングアーム81~83の中途部にはエンジン前後方向に回転軸を有するローラが設けられ、このローラが吸気カム93にそれぞれ接触している。従って、吸気専用カムシャフト91が回転すると、吸気カム93のリフト量に応じて上記ローラが上下動を行い、これによってスイングアーム81~83が油圧式ラッシュアジャスタ側の端部を中心として上下に揺動する。そのためにスイングアーム81~83の弁軸端部側の端部がアーム比に応じて上下に揺動し、この端部の上下動に応じて吸気弁31~33が開閉するようになっている。

また、排気弁41、42も、排気専用カムシャフト92によりスイングアーム84、85を介して駆動される。この駆動機構は上記吸気弁31~

33の場合と同様にスイングアーム84、85を支持する油圧式ラッシュアジャスタ74、75を備えた構成となっており、排気専用カムシャフト92が回転すると、排気カム94のリフト量に応じてスイングアーム84、85のローラが上下動を行い、これによってスイングアーム84、85が油圧式ラッシュアジャスタ側の端部を中心として上下に揺動し、スイングアーム84、85の弁軸端部側の端部がアーム比に応じて上下に揺動し、この端部の上下動に応じて排気弁41、42が開閉する。

ここで、上記油圧式ラッシュアジャスタ71~73の構造を第6図により説明する。同図において、111は有底円筒形のケーシング、112はケーシング内に摺動自在に嵌挿されたインナスリーブであって、このケーシング111をインナスリーブ112との間に油圧室114が形成されている。また、インナスリーブ112の上端には、スイングアーム81~83の端部を受ける支持部としてのピボット113が設けられている。上記ケ

ーシング111及びインナスリーブ112には、一端が上記油圧室114に連通し他端がケーシング外壁に設けられたオイル導入口116に連通するオイル通路115が設けられている。このオイル通路115の油圧室側端部には、油圧室114の油圧を高圧に維持するためのチェック弁118が設けられている。また、インナスリーブ112には、一端が上記オイル通路115に連通し他端がピボット113の中央に開口してオイルをリリーフするオイル吐出通路117が設けられている。この油圧式ラッシュアジャスタ71~73の作動を説明すると、動弁系にラッシュが存在してピボット113がスイングアーム81~83から受ける支持力が低い場合、油圧室114の油圧が低いのでチェック弁118が開く。そのためにオイルがオイル導入口116からオイル通路115を介して油圧室114に供給され、油圧室114の容積膨張によってインナスリーブ112がケーシング111から出る。このことにより、スイングアーム81~83と吸気専用カムシャフト91との

間のクリアランス及びスイングアーム81~83と吸気弁31~33との間のクリアランスが零になる。そうするとピボット113がスイングアーム81~83から受ける支持力が高くなり、油圧室114の油圧が高くなるのでチェック弁118が閉じる。このことにより、インナスリーブ112のケーシングに対する位置が固定されてピボット113でスイングアーム81~83が受け止められることになる。

次に、上記油圧式ラッシュアジャスタ71~75の配置について説明する。まず、吸気側の場合、中央の吸気弁32の油圧式ラッシュアジャスタ72は、吸気弁31~33に対してシリンダボア中心に近い側に設けられている。この油圧式ラッシュアジャスタ72は、ピボット113に向かって左側に所定角度傾斜して設けられている。すなわち、油圧式ラッシュアジャスタ72は、その中心軸がスイングアーム82から受ける支持力に一致するように設けられている。また、両側の吸気弁31、33の油圧式ラッシュアジャスタ71、73は、

吸気弁31～33に対してシリンダボア中心から遠い側に設けられている。つまり、吸気側の油圧式ラッシュアジャスタ71～73は、エンジン前後方向において吸気弁31～33を跨いで千鳥状に配置されている。シリンダヘッド2には、中央の吸気弁32の油圧ラッシュアジャスタ72のオイル導入口116に連通するオイル供給通路121と、両側の吸気弁31, 33の油圧式ラッシュアジャスタ71, 73のオイル導入口116に連通するオイル供給通路122とが設けられている。

また、排気側の場合、二本の排気弁41, 42の油圧式ラッシュアジャスタ74, 75は、共に排気弁41, 42に対してシリンダボア中心から遠い側に設けられている。そして、シリンダヘッド2には、二つの油圧式ラッシュアジャスタ74, 75のオイル導入口116に連通するオイル供給通路123が設けられている。

次に、上記カムシャフト91, 92をエンジン出力軸によって駆動するための構造を第1図によって説明する。同図において、131はシリンダ

および第2ギヤ142を介して排気専用カムシャフト92を所定のタイミングでもって駆動するようにしている。上記排気専用カムシャフト92において、第2ギヤ142の前側にはフリクションギヤ143が取り付けられ、その前側には円錐形の押え部材144が取り付けられ、この押え部材144の前側にはナット145が取り付けられており、このナット145の締め付け力により押え部材144にカムシャフト軸方向の力を蓄え、この力によってフリクションギヤ143を第2ギヤ142に押圧するようにしている。この第2ギヤ142とフリクションギヤ143との間に適宜生じる回転方向への位相のずれによって第1ギヤ141と第2ギヤ142との間に存在するバックラッシュによる第2ギヤ142の回転変動を低減するようにしている。

さらに、燃焼室7上方のシリンダヘッド2及びカムハウジング3には、プラグホール101が貫通して設けられ、このプラグホール内には点火プラグ102が、その着火点102aを燃焼室7に

ヘッド2およびカムキャリア部材3の前側に設けられたギヤケースである。上記吸気専用カムシャフト91は、その前端が上記ギヤケース131を貫通して前方にまで延設されている。そして、該吸気専用カムシャフト91の前端にはタイミングプーリ151が取り付けられている。一方、エンジン出力軸にもタイミングプーリ（図示省略）が取り付けられている。この二つのタイミングプーリには伝達部材としてのタイミングベルト152が巻き掛けて設けられ、エンジン出力軸によりタイミングベルト152を介して吸気専用カムシャフト91を所定のタイミングでもって駆動するようにしている。上記ギヤケース131には、タイミングプーリ151を覆うギヤカバー132が取り付けられている。

また、ギヤケース131の内部において、吸気専用カムシャフト91には第1ギヤ141が、排気専用カムシャフト92には第2ギヤ142が、互いに噛合するようにそれぞれ取り付けられ、吸気専用カムシャフト91により第1ギヤ141お

望ませて取付けられている。このプラグホール101及び点火プラグ102は、着火点102aが燃焼室7のシリンダボア中心に位置するように排気弁41, 42の弁軸と平行に設けられている。

また、吸気ポート上側のシリンダヘッド2には、新気燃料を噴射供給するインジェクタ103が設けられている。

尚、吸気弁用の三つのスイングアーム81～83は同一の部材であり、部品の共通化が図られている。その場合、エンジンに組付けた状態で三つのスイングアーム81～83のローラの中心を一致させることが考えられるが、散えてそうせずにスイングアーム81～83が大形化することを回避している。

したがって、上記実施例においては、吸気専用カムシャフト91をエンジン出力軸によりタイミングベルト152を介して駆動し、排気専用カムシャフト92を吸気専用カムシャフト91によりギヤ141, 142を介して駆動したので、従動側のタイミングプーリ151が一つになってエン

ジンがコンパクトになる。

その場合、駆動する弁の数が多くてトルク変動が大きい吸気専用カムシャフト91が、ギヤ駆動でなくエンジン出力軸によりタイミングベルト152を介して駆動されるので、カムシャフト91の回転が安定する。

また、ギヤ141、142を介して駆動されるのは駆動する弁の数が少なくてトルク変動が小さい排気専用カムシャフト92なので、ギヤ141、142のバックラッシ等によるカムシャフト92の回転変動を許容範囲内に抑えることが容易になる。しかもトルク変動が小さいので、歯幅を長くするなどの強化対策を施すことなくギヤ141、142の信頼性を向上できてエンジンのコンパクト化を促進できる。

尚、上記実施例では、吸気弁を三本設け、排気弁を二本設けたが、排気弁の数を多くしても良い。要するに吸気弁または排気弁のうち少なくとも一方の弁を複数本設けたエンジンであれば本発明を適用できる。

また、駆動する弁の数が少ない方のカムシャフト92をタイミングベルト152によるベルト伝動機構で駆動したが、タイミングチェーンによるチェーン伝動機構で駆動しても良い。

(発明の効果)

以上説明したように、本発明のエンジンの動弁装置によれば、吸気弁を駆動する吸気専用のカムシャフトと、排気弁を駆動する排気専用のカムシャフトとを備え、吸気弁または排気弁のうち少なくとも一方の弁を複数本設け、駆動する弁の数が多き方のカムシャフトと、エンジン出力軸との間に伝達部材を巻き掛けて設け、上記二本のカムシャフトに、互いに噛合するギヤをそれぞれ設けたので、従動側プーリまたはスプロケットが一つになってエンジンをコンパクト化できるとともに、駆動する弁の数が多くてトルク変動が大きい方のカムシャフトの回転を安定化でき、且つギヤを強化することなくその信頼性を向上できる。

4. 図面の簡単な説明

図面は本発明の実施例を示し、第1図はエンジ

ン前部における横断面図、第2図は第5図のⅡ-Ⅱ線断面図、第3図は第5図のⅢ-Ⅲ線断面図、第4図は第5図のⅣ-Ⅳ線断面図、第5図はシリンダ周りの平面透視図、第6図は油圧式ラッシュアジャスタの拡大縦断側面図、第7図はカムシャフトにかかるトルク変動を示す説明図である。

31、32、33…吸気弁

41、42…排気弁

91…吸気専用カムシャフト

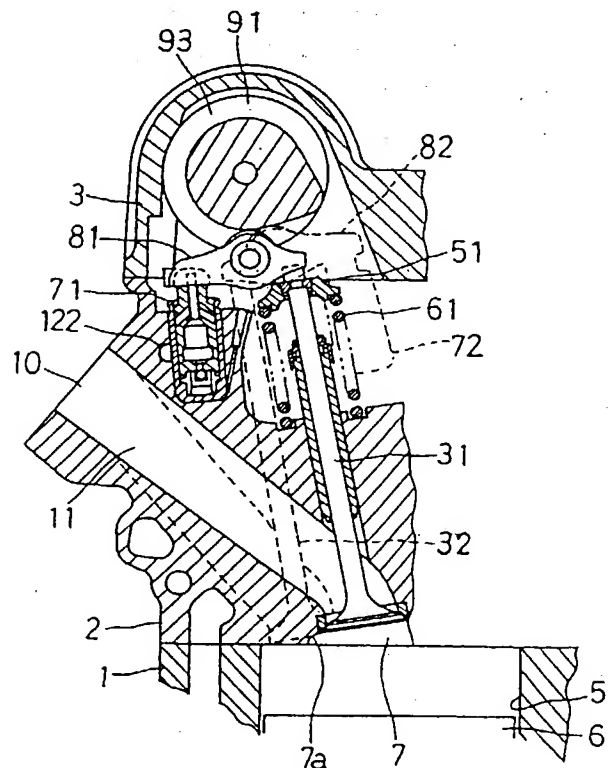
92…排気専用カムシャフト

141…第1ギヤ

142…第2ギヤ

151…タイミングプーリ

152…タイミングベルト



第4図

特許出願人 マ ツ ダ 株式会社

代理人 弁理士 前 田 弘 ほか2名

31, 32, 33...吸気弁

41, 42...排気弁

91...吸気専用カムシャフト

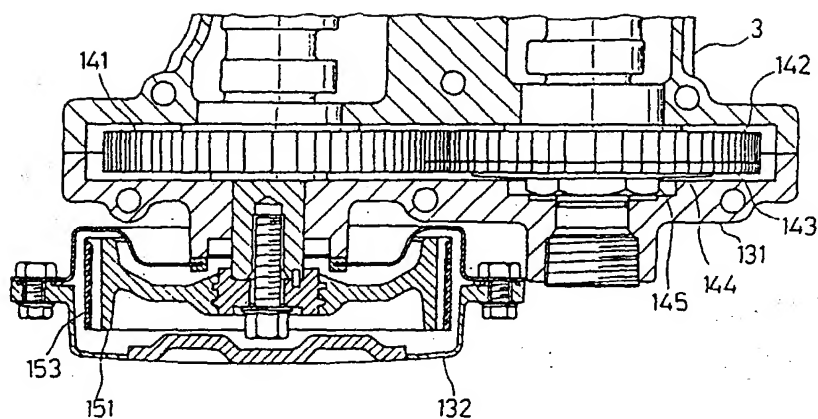
92...排気専用カムシャフト

141...第1ギヤ

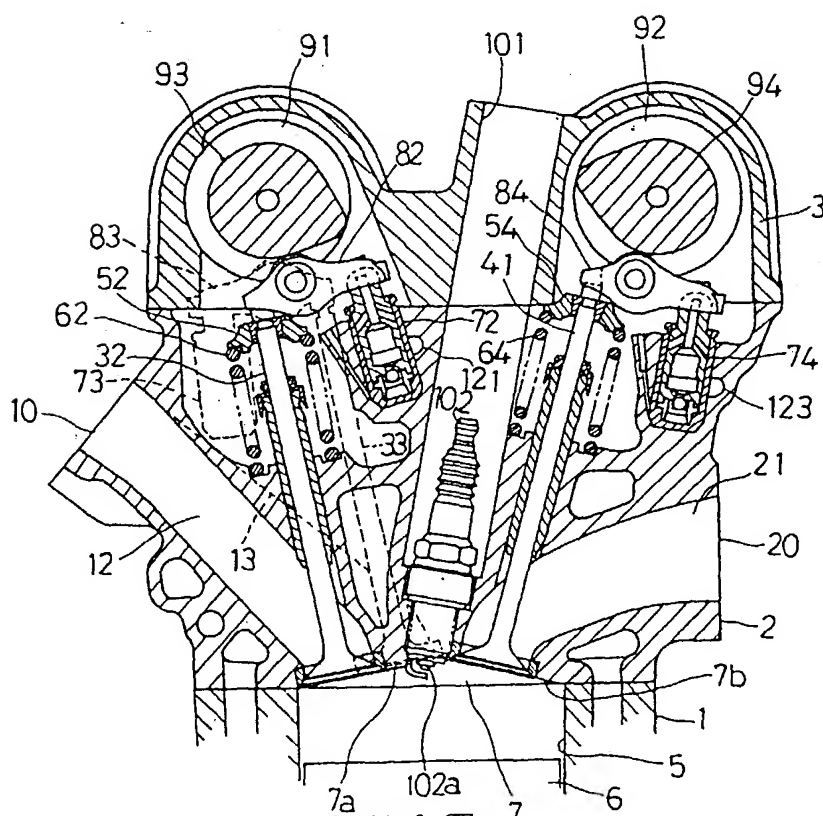
142...第2ギヤ

151...タイミングプーリ

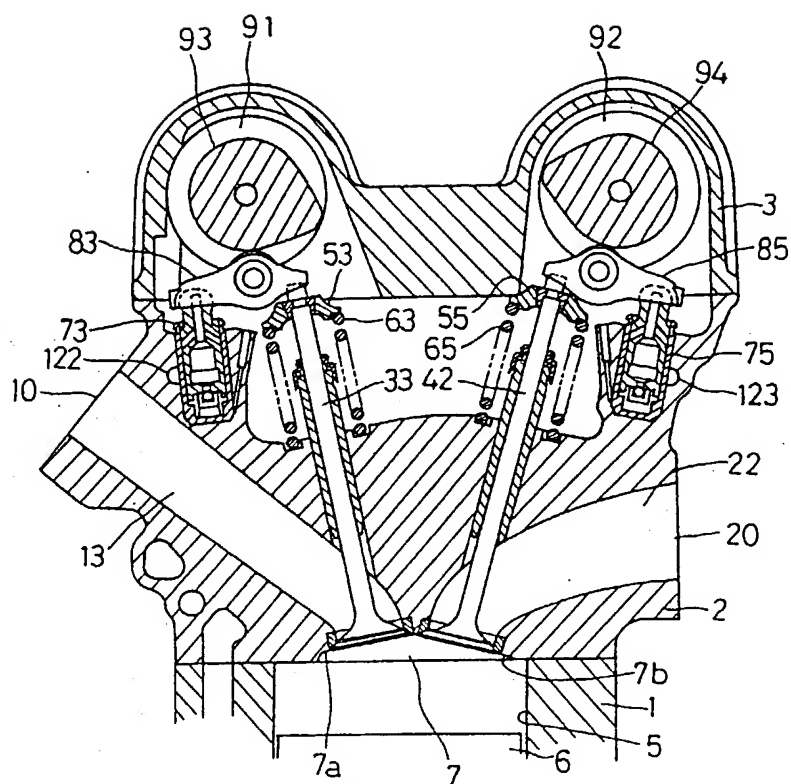
152...タイミングベルト



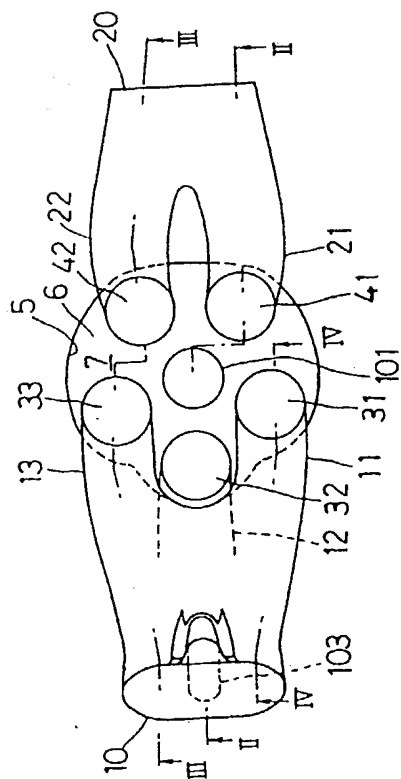
第1図



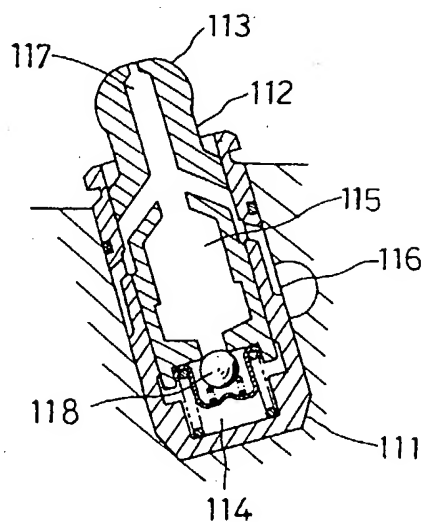
第2図



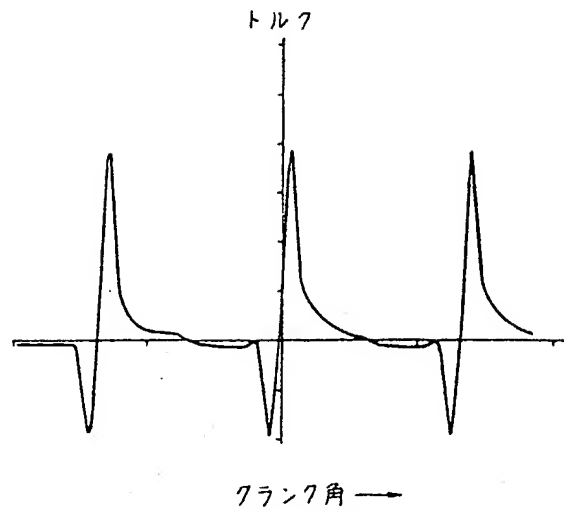
第 3 図



第 5 図



第 6 図



第 7 図